

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ČÁSTÍ A MECHANISMŮ STROJŮ



Pojezdové kolo jeřábu
Crane Traveling Wheel

Student:

Michal Nagy

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milan Výtisk

Ostrava 2009



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Pojezdové kolo jeřábu

Crane Traveling Wheel

Student: Michal Nagy
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 2302R010-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Navrhnete a konstrukčně zpracujete hnací pojezdové kolo kočky jeřábu s možností výměny kola i s ložisky jako celku. Kolo je nasazeno na pero.

Zatížení kola $Q = 3000$ [kg].

Otáčky kola $n = 33,3$ [1/min].

Střední provoz.

2. Zpráva bude obsahovat:

- výpočet velikosti kola
- výpočet třecích odporů a stanovení potřebné tažné síly
- výpočet potřebného krouticího momentu
- výpočet hřídele kola a ložisek.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: cca 30 stran textu mimo přílohy.

Rozsah výkresové dokumentace: - sestava pojezdového kola

- výrobní výkres hřídele.

Seznam doporučené literatury:

REMTA – KUPKA: *Jeřáby I. díl*. SNTL Praha, 1956.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008,
ISBN 978-80-248-1782-8

LEINVEBER – VÁVRA: *Strojnické tabulky*.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milan Výtisk

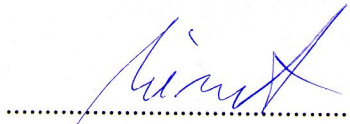
Datum zadání bakalářské práce:


21. listopadu 2008

Akademický rok:

2008/2009




.....
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Anotace bakalářské práce

NAGY, M. Pojezdové kolo jeřábu. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 33 s. Bakalářská práce, vedoucí Výtisk, M.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem a výpočtem hnacího pojezdového kola kočky jeřábu s možností výměny kola i s ložisky jako celku. V úvodu práce je uvedeno několik konstrukčních řešení pojezdového kola a dále je zde předvedena kompaktní jednotka, WheelBlock. Následně pro zadané zatížení a otáčky kola je proveden výpočet velikosti kola a poté i pevnostní výpočet hřídele.

Anotation of Thesis

NAGY, M. Crane Traveling Wheel. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 33 s. Thesis, head: Výtisk, M.

Thesis deals with an engineering design and calculation crane traveling wheel with the possibility of exchanging the wheel with bearings as a whole. At the beginning of the work outlined several design solutions crane traveling wheel and there is presented a compact unit, WheelBlock. Subsequently, for the reserved load and wheel speed is calculation the size of the wheels and then the strength calculation of the shaft.

Obsah:

1. Úvod	10
1.1 Jeřábová kočka a pojezdové kolo jeřábu obecně.....	10
1.2 Kompaktní jednotka - WheelBlock	13
2. Pevnostní výpočty	15
2.1 Výpočet velikosti kola	15
2.2 Výpočet třecích odporů a stanovení potřebné tažné síly	17
2.2.1 Výpočet třecích odporů	17
2.2.2 Výpočet potřebné tažné síly	18
2.3 Výpočet potřebného krouticího momentu	19
2.3.1 Výpočet potřebného výkonu a určení krouticího momentu	19
2.3.2 Výpočet základního průměru hřídele	20
2.4 Výpočet hřídele pojezdového kola	21
2.4.1 Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů	21
2.4.2 Kontrola deformace hřídele	23
2.4.3 Určení kritických průřezů na hřídeli.....	25
2.4.4 Výpočet součinitele statické bezpečnosti	26
2.4.5 Výpočet součinitele dynamické bezpečnosti.....	27
2.5 Výpočet trvanlivosti ložisek	28
2.6 Výpočet spojení hřídele s nábojem pomocí těsného pera.....	30
3. Závěr.....	32
4. Seznam použitých pramenů.....	33

Seznam příloh:

- č. v.: BP – 00, Pojezdové kolo
- č. v.: BP – 00K, Pojezdové kolo - Kusovník
- č. v.: BP – 01, Hřídel

Seznam použitého značení:

a_1	[-]součinitel spolehlivosti
a_{SKF}	[-]součinitel SKF
b	[mm]šířka pera
b'	[mm]účinná šířka kolejnice
d'	[mm]základní průměr hřídele
e	[-]součinitel valivého tření
f_0	[-]výpočtový součinitel
$f_{\dot{c}}$	[-]součinitel čepového tření
g	[m · s ⁻²]gravitační zrychlení
k_r	[-]výpočtový součinitel
k_s	[-]součinitel statické bezpečnosti
k_v	[-]výsledný dynamický součinitel bezpečnosti
l	[mm]délka pera
l_L	[mm]rozpětí ložisek
m	[kg]maximální nosnost kola pojezdové kočky
n	[min ⁻¹]otáčky kola
p_0	[kg · cm ⁻²]největší měrný tlak
$p_{1,2}$	[MPa]velikost tlaku
p_{DOV}	[MPa]dovolený tlak
q	[kg · cm ⁻¹]tlak na jednotku šířky kolejnice
r	[mm]poloměr hřídele pod pojezdovým kolem
t	[mm]hloubka drážky pro pero v hřídeli
t_1	[mm]hloubka drážky pro pero v náboji
x	[-]součinitel nahodilých odporů
y	[mm]průhyb hřídele
y_{DOV}	[mm]dovolený průhyb hřídele
C	[N]dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]statická únosnost ložiska

D	[mm] poloměr pojezdového kola
E	[MPa] modul pružnosti oceli v tahu
$F_{1,2}$	[N] síla působící na boky pera
F_T	[N] tažná síla
G_S	[N] síla vzniklá vahou spojky
H	[kg · cm ⁻²] tvrdost materiálu kola podle Brinella
K	[kg] maximální únosnost kola
L	[h] životnost pojezdového kola
L_{10}	[mil. otáček] základní trvanlivost ložiska
L_{10h}	[h] základní trvanlivost ložiska v hodinách
M_K	[N.m] krouticí moment
M_o	[N.m] ohybový moment
M_T	[N.m] třecí moment
N	[N] posouvající síla
P	[W] výkon
P_u	[N] mezní únavové zatížení
R	[mm] poloměr pojezdového kola
$R_{A,B}$	[N] reakce v místě A či B
R_m	[MPa] mez pevnosti oceli v tahu
R_e	[MPa] mez kluzu oceli
W	[-] počet styků odvalovaných ploch
α_σ	[-] tvarový součinitel v ohybu
α_τ	[-] tvarový součinitel v krutu
β	[-] vrubový součinitel
ε_v	[-] součinitel velikosti
η_p	[-] součinitel jakosti povrchu
ϑ	[°] natočení hřídele
ϑ_{DOV}	[°] dovolené natočení hřídele
ρ	[mm] poloměr vrubu

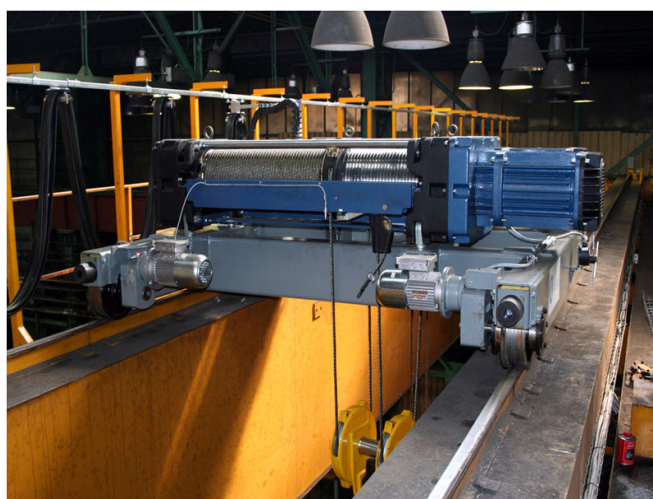
σ_C [MPa]trvalá mez únavy
σ_C^* [MPa]trvalá mez únavy pro skutečnou součást
σ_O [MPa]napětí v ohybu
σ_{red} [MPa]redukované napětí
τ_{DK} [MPa]dovolené namáhání v krutu
τ_K [MPa]napětí v krutu
ω [s^{-1}]úhlová rychlost

1. Úvod

1.1 Jeřábová kočka a pojezdové kolo jeřábu obecně

Jeřábová kočka je jednou z částí jeřábů, která se nejčastěji používá ke zdvihání a dopravě břemen. Obvykle pojíždějí jeřábové kočky mostového jeřábu po nosnících jeřábového mostu opatřeném kolejnicemi, který má svůj vlastní směr pohybu. V některých případech pojíždí kočka po nepohyblivé dráze.

Hlavní částí jeřábové kočky je tuhý ocelový rám, který spočívá na dvou či čtyřech pojížděcích kolech. Na rámu je uloženo hnací ústrojí, zdvihací a pojížděcí (kromě tažených koček). U speciálních koček mohou být také jiná ústrojí, jako např. ovládání chapadel apod.

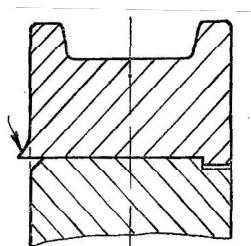


Obr. 1.1 – Jeřábová kočka mostového jeřábu [9]

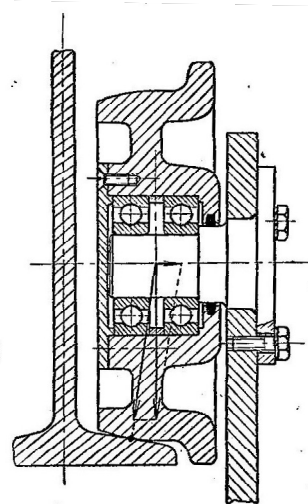


Obr. 1.2 – Pojezdová dráha jeřábové kočky [9]

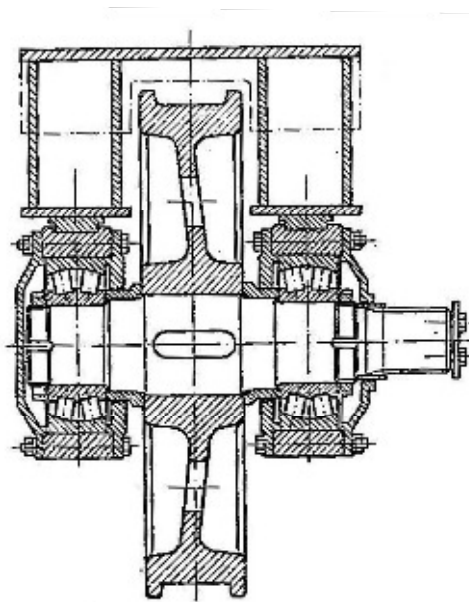
Pojezdová kola slouží k pojíždění nebo otáčení jeřábových koček i jeřábů po vlastní dráze opatřené kolejnicemi. Podle druhu jeřábu, tvaru jízdní dráhy, způsobu pohonu apod. se volí tvar, materiál a způsob uložení pojezdových kol. Existují tedy pojezdová kola bez nákolků, s jedním či dvěma nákolky, s bandážemi, kola válcová či konická, poháněná, volná, apod. Nejčastěji se používají kola se dvěma nákolky, které zachycují boční síly kolmé k pojezdové dráze a tím vedou jeřábovou kočku či jeřáb po kolejnici.



Obr. 1.3 – Pojezdové kolo s bandáží [1]

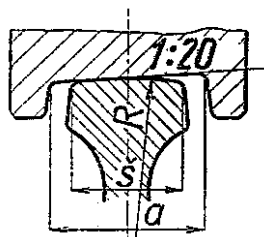


Obr. 1.4 – Pojezdové kolo s jedním nákolkem [1]



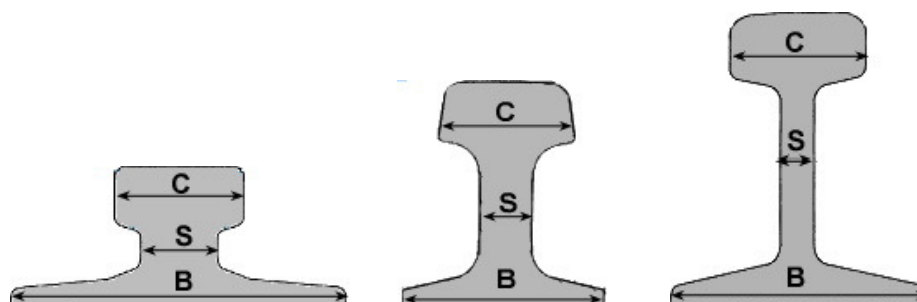
Obr. 1.5 – Pojezdové kolo se dvěma nákolky [1]

Pojezdová kola většinou pojíždějí po čtvercových či profilových kolejnicích. Kola mají ve většině případů válcovou plochu valení, ovšem používají se i kola s konickým věncem s úkosem 1:20, viz obrázek 1.6, který zabráňuje přičení jeřábu. Dojde-li k náhodnému předběhnutí jedné strany pojezdové kočky či jeřábu před druhou, postaví se jeřáb či kočka šikmo k pojezdové dráze a kola na jedné straně se začnou sbíhat a na druhé straně nabíhat až se obě strany vyrovnají. Ovšem pro tyto kola je potřeba, aby hlava kolejnice byla zakřivená.



Obr. 1.6 – Konické pojezdové kolo [1]

Jedním z výrobců jeřábových kolejnic je společnost ČEVAS group s.r.o., která vyrábí profilové jeřábové kolejnice, viz. obrázek 1.7.

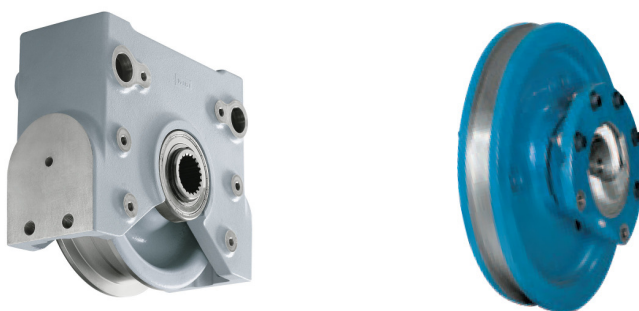


Obr. 1.7 – Profilové kolejnice společnosti ČEVAS group s.r.o. [10]

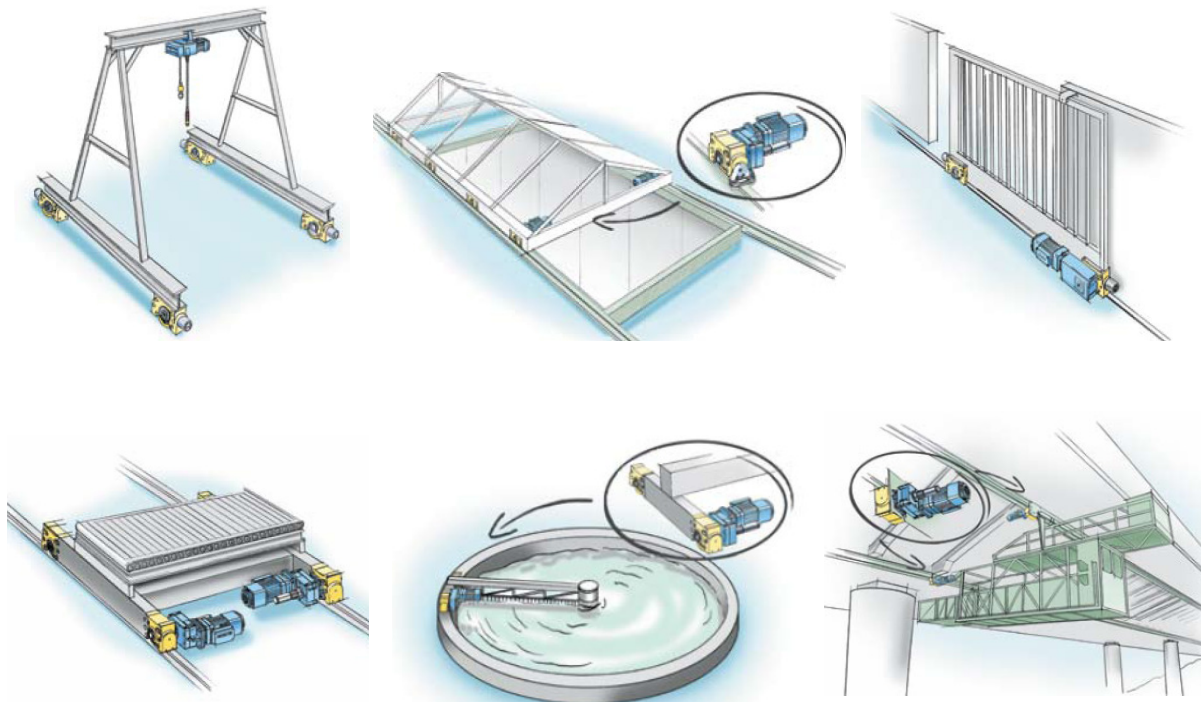
1.2 Kompaktní jednotka - WheelBlock

V současné době se hojně používají pro pojezdy jeřábů a jeřábových koček kompaktní jednotky, tzv. *WheelBlock*, obrázek 1.8. Jedná se o kovové skříně s integrovaným pojezdovým kolem. Tyto kompaktní jednotky je možné použít např. pro venkovní posuvné vrata, pro stavební prvky jako např. zásuvné střechy skleníků či stadiónů, pro dílenské portálové jeřáby, atd., viz obrázek 1.9.

Jedním z výrobců *WheelBlock* je např. společnost Demag Cranes & Components GmbH a společnost STAHL CraneSystems GmbH.

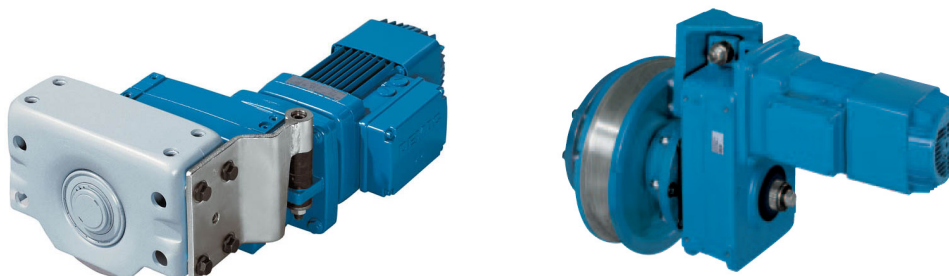


Obr. 1.8 – Dva druhy kompaktní jednotky – *WheelBlock*, výrobky společnosti Demag [14]



Obr. 1.9 – Možnosti použití kompaktní jednotky - *WheelBlock* [14]

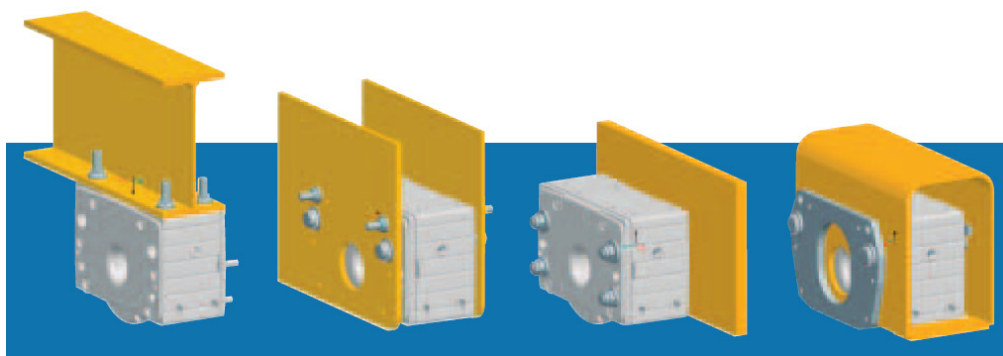
Kovová skříň je navržena tak, aby kolo bylo možno libovolně připevnit např. k jeřábové kočce, a současně i na skříň přimontovat další prvky, jako např. pohonnou jednotku u hnacích kol, nárazníky.



Obr. 1.10 – *Kompaktní jednotka s pohonnou jednotkou* [14]



Obr. 1.11 – *Kompaktní jednotka s nárazníkem, výrobek společnosti STAHL* [15]

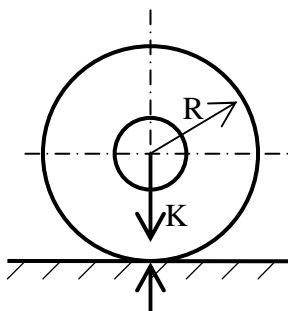


Obr. 1.12 – *Možnosti upevnění Kompaktní jednotky* [14]

2. Pevnostní výpočty

2.1 Výpočet velikosti kola

Z teorie napětí v dotyku dvou těles a z četných pokusů s valivými ložisky je známo, že únava materiálu dotykových kulových či válcových ploch při odvalování se projevuje tvořením jamek a odlupáváním povrchu dotykových ploch. Počátek tvoření těchto jamek závisí na materiálu, velikosti namáhání a počtu opakovaných namáhání.



Obr. 2.1 – Výpočet měrného tlaku

- výpočet největšího měrného tlaku podle Niemannů:

$$p_0 = 0,487 \cdot \frac{H}{W^{1/6}} \quad [\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}] \quad (2.1)$$

dosadí-li se za $W = \frac{n \cdot 60 \cdot L}{10^6}$

- výpočet největšího měrného tlaku podle Hertze:

$$p_0 = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E}{R}} \quad [\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}] \quad (2.2)$$

dosadí-li se za $q = \frac{K}{b'}$ a $R = \frac{D}{2}$

pak (2.2) bude vypadat po úpravě:

$$p_0^2 = 0,35 \cdot \frac{K \cdot E}{b' \cdot D} \quad (2.3)$$

- bude-li se rovnice (2.1) a (2.3) rovnat, pak lze dostat následující rovnici:

$$0,35 \cdot \frac{K \cdot E}{b' \cdot D} = 0,487^2 \cdot \frac{H^2}{W^{1/3}}$$

- a z toho pak vyvodit vzorec pro výpočet průměru kola:

$$D = \frac{0,35}{0,487^2} \cdot \frac{K \cdot E \cdot W^{1/3}}{b' \cdot H^2} \quad [cm] \quad (2.4)$$

- vzorce (2.1)...(2.3) převzaty z [1]

- $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} = (2,1 \cdot 10^5 \cdot 10,1972) = 2,14 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$
- $K = Q = 3000 \text{ kg}$
- $H = 17700 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$...podle [1] pro materiál kola 42 2661.1
- $L_{\min} = 1700$...podle [1] pro střední provoz
- $b' = 32 \text{ mm} = 3,2 \text{ cm}$...pro zvolený typ jeřábové kolejnice S 14, dle [9]

$$- W = \frac{n \cdot 60 \cdot L_{\min}}{10^6} = \frac{33,3 \cdot 60 \cdot 1700}{10^6} = 3,397$$

$$D = \frac{0,35}{0,487^2} \cdot \frac{K \cdot E \cdot W^{1/3}}{b' \cdot H^2} = \frac{0,35}{0,487^2} \cdot \frac{3000 \cdot 2,14 \cdot 10^6 \cdot 3,397^{1/3}}{3,2 \cdot 17700^2} = 14,21 \text{ cm} \quad (2.5)$$

$$D = 142,1 \text{ mm}$$

Minimální průměr pojezdového kola jeřábové kočky vyšel 142,1 mm ovšem z konstrukčních důvodů byl tento průměr zvolen větší a to 250 mm.

Po úpravě rovnice (2.4) lze dostat rovnici pro výpočet přibližné trvanlivosti kola v provozních hodinách:

$$L = \left(\frac{0,487^2}{0,35} \cdot \frac{b' \cdot H^2 \cdot D}{K \cdot E} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad (2.6)$$

kde za D dosadíme zvolený průměr pojezdového kola:

$$L = \left(\frac{0,487^2}{0,35} \cdot \frac{b' \cdot H^2 \cdot D}{K \cdot E} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{0,487^2}{0,35} \cdot \frac{3,2 \cdot 17700^2 \cdot 25}{3000 \cdot 2,1 \cdot 10^6} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{33,3 \cdot 60}$$

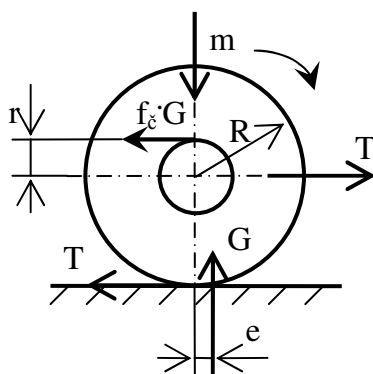
$$L = 9\,266 \text{ h}$$

Trvanlivost zvoleného kola vychází 9 266 provozních hodin.

2.2 Výpočet třecích odporů a stanovení potřebné tažné síly

Odpory, které působí proti hnací síle při plné pojížděcí rychlosti jeřábové kočky, vznikají převážně valivým a čepovým třením. Kromě těchto odporů vzniká ještě tření nákolků o kolejnice, tření nábojů kol o postranice a taktéž mohou vzniknout odpory z průhybu jeřábového mostu.

Tření nákolků a nábojů bývá způsobeno nerovnostmi jízdní dráhy, účinkem zrychlujících sil ve směru kolmém na jízdní dráhu apod. Tyto odpory se nedají početně stanovit, jelikož vznikají náhodně a jsou velmi neurčité. Obvykle se proto všechny tyto vlivy připočítávají k odporům vzniklých valivým a čepovým třením, a to pomocí součinitele x .



Obr. 2.2 – Odpory kola při pojíždění

2.2.1 Výpočet třecích odporů

- třecí odpory lze vyjádřit pomocí třecího momentu:

$$M_T = m \cdot (e + f_c \cdot r) \cdot x \quad [kg \cdot cm] \quad (2.7)$$

- upravení vzorce pro přepočet na $[N \cdot m]$:

$$M_T = (m \cdot g) \cdot (e + f_c \cdot r) \cdot x \cdot 0,01 \quad [N \cdot m] \quad (2.8)$$

- vzorec (2.7) převzat z [1]

- $m = 4 \cdot 3000 = 12\,000\text{ kg}$...maximální zatížení 1 kola je 3 000 kg
(započítána váha jeřábové kočky i váha břemene)
- $e = (0,05...0,08) \Rightarrow e = 0,06$...podle [1]
- $f_{\zeta} = (0,01...0,02) \Rightarrow f_{\zeta} = 0,01$...pro valivá ložiska podle [1]
- $r = 32,5\text{ mm} = 3,25\text{ cm}$
- $x = (2...2,5) \Rightarrow x = 2,2$...pro valivá ložiska dle Berezina podle [1]

$$M_T = m \cdot (e + f_{\zeta} \cdot r) \cdot x = 12\,000 \cdot (0,06 + 0,01 \cdot 3,25) \cdot 2,2 = 2\,442\text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} M_T &= (m \cdot g) \cdot (e + f_{\zeta} \cdot r) \cdot x \cdot 0,01 = \\ &= (12\,000 \cdot 9,81) \cdot (0,06 + 0,01 \cdot 3,25) \cdot 2,2 \cdot 0,01 \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$M_T = 239,56\text{ N} \cdot \text{m}$$

2.2.2 Výpočet potřebné tažné síly

- tažnou sílu lze vypočítat pomocí třecího momentu:

$$M_T = T \cdot R \quad [\text{kg} \cdot \text{cm}]$$

$$\Rightarrow T = \frac{M_T}{R} \quad [\text{kg}] \quad (2.11)$$

- $M_T = 2\,442\text{ kg}$
- $R = 125\text{ mm} = 12,5\text{ cm}$

$$T = \frac{M_T}{R} = \frac{2442}{12,5} = 195,4\text{ kg} \quad (2.12)$$

- přepočet tažné síly na [N]:

$$F_T = T \cdot g = 195,4 \cdot 9,81 = 1\,916,9\text{ N} \doteq 1\,917\text{ N} \quad (2.13)$$

Tažná síla klesá podle vzorce (2.11) s rostoucím průměrem pojízďecího kola, je však závislá na druhu ložisek. Pro předběžné výpočty podle zkušeností lze počítat tažnou sílu asi 20 kg na 1 t zatížení u kluzných ložisek a asi 10 kg na 1 t u valivých ložisek.

2.3 Výpočet potřebného krouticího momentu

Při výpočtu krouticího momentu se vychází z podmínky, že potřebný krouticí moment musí být větší než moment třecí z důvodu překonání odporů vzniklých při pojíždění.

Využije-li se třecího momentu k výpočtu potřebného výkonu na hřídeli získá se tak další údaj pro volbu elektromotoru a převodovky z čehož lze určit výkon a krouticí moment na hřídeli.

2.3.1 Výpočet potřebného výkonu a určení krouticího momentu

- výpočet potřebného výkonu:

$$P = M_T \cdot \omega = M_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad [W] \quad (2.14)$$

$$- M_T = 239,56 \, N \cdot m$$

$$- n = 33,3 \, \text{min}^{-1}$$

$$P = M_T \cdot \omega = M_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 239,56 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{33,3}{60} = 835,4 \, W \quad (2.15)$$

- byl zvolen trojfázový asynchronní elektromotor 1LA7107-8AB od výrobce

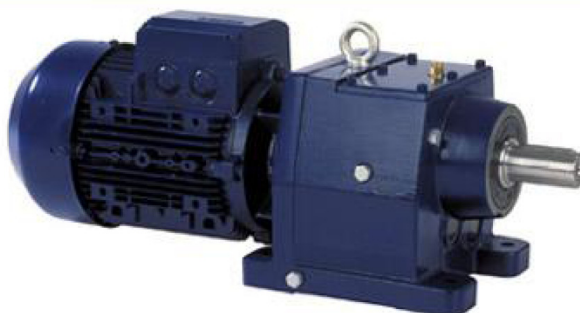
SIEMENS dle [11] a čelní převodovka EBOX 24 I od výrobce PSP Pohony a.s. dle [12]

- hodnoty na výstupním hřídeli převodovky:

$$- M_K = 313 \, 300 \, N \cdot mm$$

$$- P = 1,1 \, kW$$

$$- n = 33,3 \, \text{min}^{-1}$$



Obr. 2.3 – Čelní převodovka E BOX I s elektromotorem [12]

- krouticí moment na hřídeli musí být větší než třecí moment:

$$M_K > M_T \cdot 1,2$$

$$313 \, 300 > 239 \, 560 \cdot 1,2$$

$$313 \, 300 \, N \cdot mm > 278 \, 472 \, N \cdot mm$$

2.3.2 Výpočet základního průměru hřídele

- základní průměr hřídele lze vypočítat podle vztahu (2.15) z literatury [3]:

$$d' = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_K}{\tau_{DK}}} \quad [mm] \quad (2.16)$$

- $\tau_{DK} = (12...36) MPa \Rightarrow \tau_{DK} = 30 MPa$...podle [3]

$$d' = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_K}{\tau_{DK}}} = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{313300}{30}} = 37,6 \text{ mm} \quad (2.17)$$

2.4 Výpočet hřídele pojezdového kola

2.4.1 Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů

- síly působící na hřídel pojezdového kola a průběhy ohybových a krouticích momentů a průběh posouvajících sil jsou znázorněny na obrázku 2.4

Výpočet reakcí:

$$\sum M_A = 0$$

$$-Q \cdot 66,5 + R_{By} \cdot 133 - G_S \cdot 211 = 0 \quad (2.18)$$

$$\Rightarrow R_{By} = \frac{Q \cdot 66,5 + G_S \cdot 211}{133} = \frac{30\,000 \cdot 66,5 + 200 \cdot 211}{133} = 15\,317,3 \text{ N} \quad (2.19)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - Q + R_{By} - G_S = 0 \quad (2.20)$$

$$\Rightarrow R_{Ay} = Q - R_{By} + G_S = 30\,000 - 15\,317,3 + 200 = 14\,882,7 \text{ N} \quad (2.21)$$

Rovnice průběhu ohybových momentů (zleva):

- v místě A:

$$M_{oA} = 0 \quad (2.22)$$

- v místě I:

$$M_{oI} = R_{Ay} \cdot 66,5 = 14\,882,7 \cdot 66,5 = 989\,699,6 \text{ Nmm} \quad (2.23)$$

- v místě B:

$$M_{oB} = R_{Ay} \cdot 133 - Q \cdot 66,5 =$$

$$= 14\,882,7 \cdot 133 - 30\,000 \cdot 66,5 = -15\,600,9 \text{ Nmm} \quad (2.24)$$

- v místě II:

$$M_{oII} = R_{Ay} \cdot 211 - Q \cdot 144,5 + R_{By} \cdot 78 =$$

$$= 14\,882,7 \cdot 211 - 30\,000 \cdot 144,5 + 15\,317,3 \cdot 78 = 0 \quad (2.25)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

- v místě A:

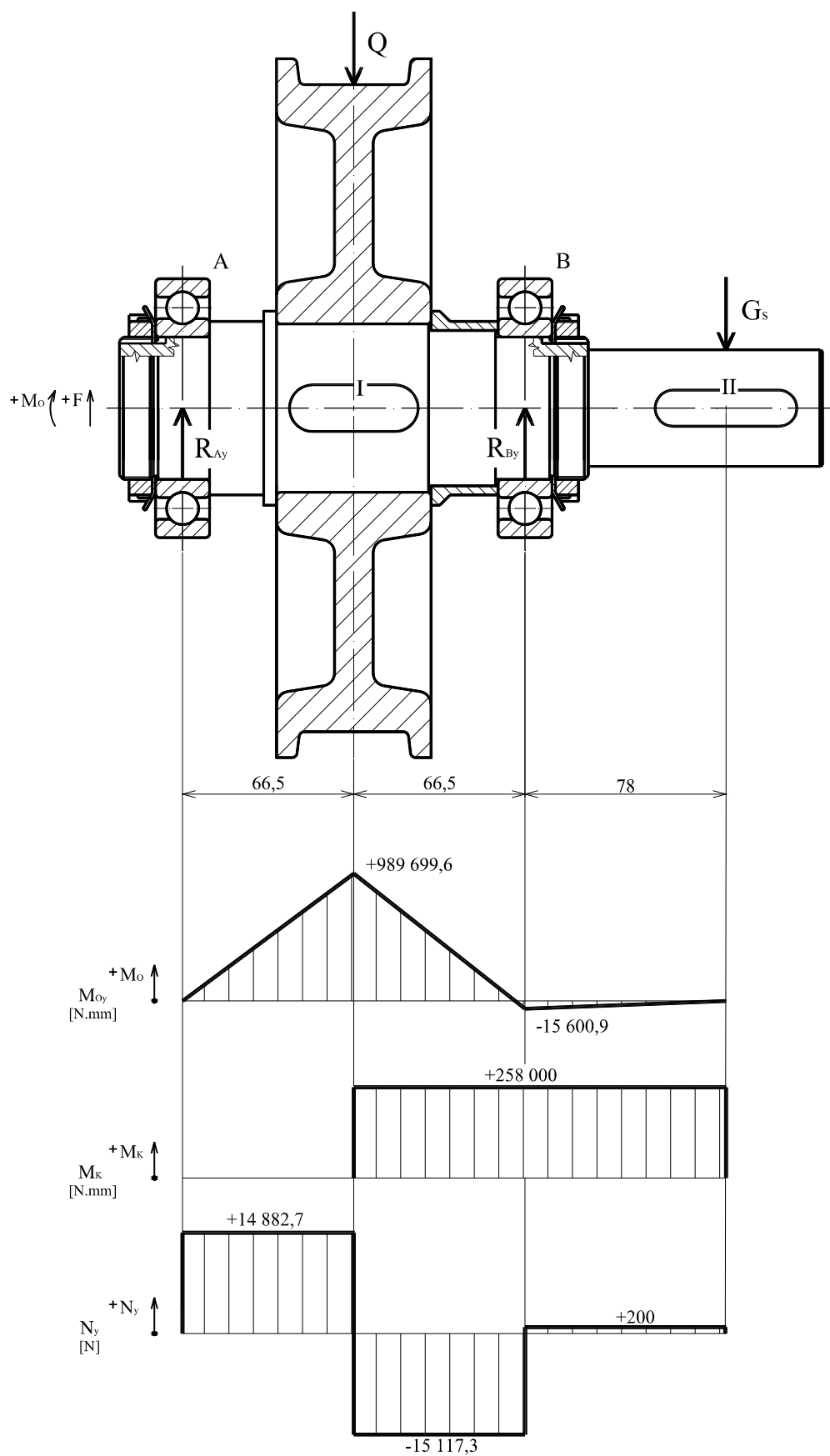
$$N_A = R_{Ay} = 14\,882,7 \text{ N} \quad (2.26)$$

- v místě I:

$$N_I = R_{Ay} - Q = 14\,882,7 - 30\,000 = -15\,117,3 \text{ N} \quad (2.27)$$

- v místě B:

$$N_B = R_{Ay} - Q + R_{By} = 14\,882,7 - 30\,000 + 15\,317,3 = 200 \text{ N} \quad (2.28)$$

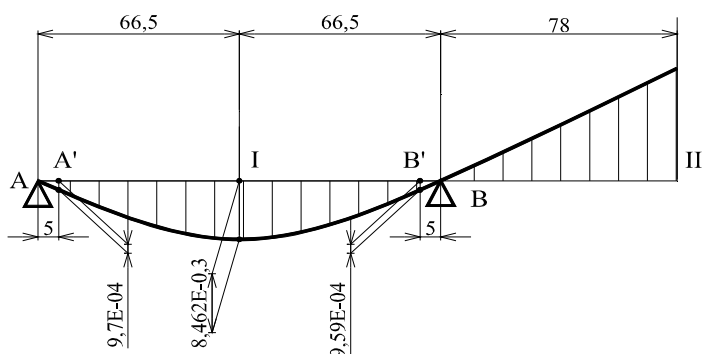


Obr. 2.4 – Působení sil na hřídel a průběhy ohybových a krouticích momentů a posouvajících sil

2.4.2 Kontrola deformace hřídele

- kontroluje se průhyb hřídele y v místě uložení pojezdového kola a úhel natočení hřídele ϑ v místě uložení ložisek.

Výpočet byl proveden pomocí programu HŘÍDEL, ze kterého byl získán průběh a hodnoty průhybu hřídele pod pojezdovým kolem a ve vzdálenosti 5 mm od místa uložení kuličkových ložisek.



Obr. 2.5 – Průběh průhybu hřídele pojezdového kola

- výpočet a kontrola natočení ložiska:

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{y}{5} \quad \Rightarrow \quad \vartheta = \arctg \frac{y}{5} \quad [^\circ] \quad (2.29)$$

$$\vartheta \leq \vartheta_{DOV} \quad (2.30)$$

- kontrola průhybu pod pojezdovým kolem:

$$y \leq y_{DOV} \quad (2.31)$$

$$\text{kde} \quad y_{DOV} = 0,0003 \cdot l_L \quad [mm] \quad (2.32)$$

- $y_A = 9,7 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
- $y_B = 9,59 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$
- $y_I = 8,462 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$
- $l_L = 133 \text{ mm}$
- $\vartheta_{DOV} = 6' = 0,1^\circ$...podle [13], katalogu výrobce ložisek SKF

$$y_{DOV} = 0,0003 \cdot l_L = 0,0003 \cdot 133 = 0,0399 \text{ mm} \quad (2.33)$$

- výpočet a kontrola natočení ložiska A:

$$\vartheta_A = \arctg \frac{y_A}{5} = \arctg \frac{9,7 \cdot 10^{-4}}{5} = 0,011^\circ \quad (2.34)$$

$$\begin{aligned} \vartheta_A &\leq \vartheta_{DOV} \\ 0,011^\circ &< 0,1^\circ \end{aligned} \quad \dots \text{vyhovuje} \quad (2.35)$$

- výpočet a kontrola natočení ložiska B:

$$\vartheta_B = \arctg \frac{y_B}{5} = \arctg \frac{9,59 \cdot 10^{-4}}{5} = 0,011^\circ \quad (2.36)$$

$$\begin{aligned} \vartheta_B &\leq \vartheta_{DOV} \\ 0,011^\circ &< 0,1^\circ \end{aligned} \quad \dots \text{vyhovuje} \quad (2.37)$$

- kontrola průhybu pod pojezdovým kolem:

$$\begin{aligned} y_I &\leq y_{DOV} \\ 8,462 \cdot 10^{-3} \text{ mm} &< 3,99 \cdot 10^{-2} \text{ mm} \end{aligned} \quad \dots \text{vyhovuje} \quad (2.38)$$

Tab. 2.1 – Hodnoty průhybu a natočení hřídele

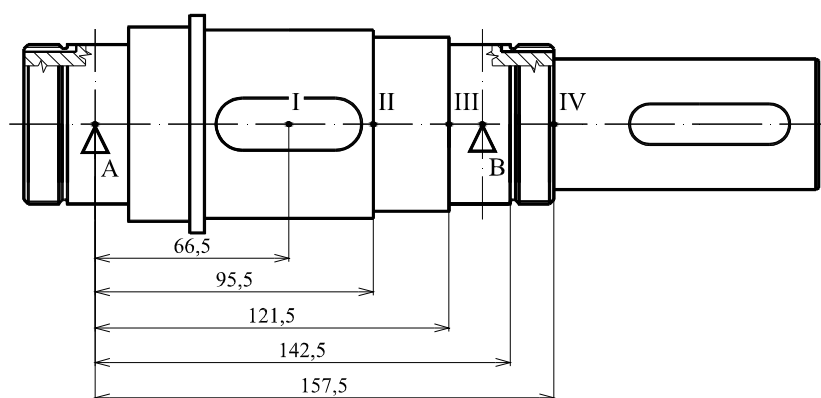
	Ložisko A	Ložisko B	Kolo I
Průhyb [mm]	$9,7 \cdot 10^{-4} *$	$9,59 \cdot 10^{-4} *$	$8,462 \cdot 10^{-3}$
Natočení [°]	$0,011^\circ$	$0,011^\circ$	---

Poznámka: * - průhyb v místě A' a B'

2.4.3 Určení kritických průřezů na hřídeli

- v praxi se kontrolují kritické průřezy hřídele s maximálním ohybovým a krouticím momentem, ve kterých může nastat největší koncentrace napětí.

Průřezy na hřídeli pro statickou a dynamickou kontrolu jsou znázorněny na obrázku 2.6



Obr. 2.6 – Grafické znázornění kritických průřezů na hřídeli

- ohybové momenty pro vytipované průřezy se počítají podobně jako v kapitole 2.4.1. Hodnoty ohybových momentů v jednotlivých průřezích jsou uvedeny v tabulce 2.2, kde jsou zároveň uvedeny další potřebné údaje pro statickou kontrolu hřídele a zároveň i součinitele statické bezpečnosti pro vytipované průřezy. Hodnoty pro výpočet výsledného součinitele dynamické bezpečnosti jsou uvedeny v tabulce 2.3 spolu s výslednými hodnotami dynamického součinitele.

- materiál hřídele byl zvolen 15 230.7, jehož mechanické vlastnosti podle [7] jsou:

- mez pevnosti v tahu: $R_m = (1000 \dots 1150) \text{ MPa} \Rightarrow R_m = 1100 \text{ MPa}$

- mez kluzu: $R_e = 800 \text{ MPa}$

- trvalá mez únavy: $\sigma_c = (320 \dots 340) \text{ MPa} \Rightarrow \sigma_c = 320 \text{ MPa}$

- Neuberova konstanta materiálu podle [8]: $\sqrt{A} = 0,19 \text{ mm}^{-0,5}$

2.4.4 Výpočet součinitele statické bezpečnosti hřídele

Tab. 2.2 – Statická kontrola hřídele

Místo	d [mm]	M_o [N · m]	M_K [N · m]	α_σ [–]	α_τ [–]	σ_o [MPa]	τ_K [MPa]	σ_{red} [MPa]	k_s [–]
I	58,2	989,7	313,3	3,0	2,8	51,1	8,1	159,9	5,01
II	60	551,3	313,3	2,4	1,6	26	7,4	66,7	11,9
III	55	158,2	313,3	2,5	1,6	9,7	9,6	39,1	20,5
IV	45	10,7	313,3	2,4	1,9	1,2	17,5	66,7	11,9

Poznámka: hodnoty tvarového součinitele α_σ a α_τ odečteny z [3]

Použité vzorce při výpočtu součinitele statické bezpečnosti:

- ohybové napětí ve vytipovaném průřezu:

$$\sigma_{oi} = \frac{M_{oi}}{W_{oi}} = \frac{M_{oi} \cdot 32}{\pi \cdot d_i^3} \quad [\text{MPa}] \quad (2.39)$$

- smykové napětí ve vytipovaném průřezu:

$$\tau_{Ki} = \frac{M_{Ki}}{W_{Ki}} = \frac{M_K \cdot 16}{\pi \cdot d_i^3} \quad [\text{MPa}] \quad (2.40)$$

- redukované napětí ve vytipovaném průřezu podle GESTA:

$$\sigma_{redi} = \sqrt{(\sigma_{oi} \cdot \alpha_{\sigma i})^2 + 4 \cdot (\tau_{Ki} \cdot \alpha_{\tau i})^2} \quad [\text{MPa}] \quad (2.41)$$

- součinitel statické bezpečnosti ve vytipovaném místě:

$$k_{si} = \frac{R_e}{\sigma_{redi}} \quad [-] \quad (2.42)$$

- součinitel statické bezpečnosti pro daný materiál hřídele podle [3] by se měl pohybovat mezi (1,7...2,2). V tomto případě u všech průřezů vychází větší součinitel statické bezpečnosti, tzn. hřídel vyhovuje statické kontrole.

2.4.5 Výpočet součinitele dynamické bezpečnosti hřídele

Tab. 2.3 – Dynamická kontrola hřídele

Místo	ρ [mm]	β [-]	ε_v [-]	η_p [-]	σ_c^* [MPa]	k_σ [-]	k_τ [-]	k_v [-]
I	0,6	2,12	0,76	0,88	101	1,98	56,9	1,98
II	1	2,26	0,78	0,72	79,5	3,06	62,38	3,06
III	0,8	2,24	0,79	0,88	99,3	10,24	48,08	10,02
IV	1,5	2,21	0,82	0,78	92,6	77,17	26,38	24,96

Poznámka: hodnoty součinitelů ε_v a η_p odečteny z [8]

Použité vzorce při výpočtu součinitele dynamické bezpečnosti

- vrubový součinitel ve vytipovaném průřezu podle Neubera:

$$\beta_i = 1 + \frac{\alpha_{\sigma i} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_i}}} \quad [-] \quad (2.43)$$

- trvalá mez únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{ci}^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_{vi} \cdot \eta_{pi}}{\beta_i} \quad [MPa] \quad (2.44)$$

- součinitel statické bezpečnosti v ohybu:

$$k_{\sigma i} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{oi}} \quad [-] \quad (2.45)$$

- součinitel dynamické bezpečnosti v krutu:

$$k_{\tau i} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_i} \quad [-] \quad (2.46)$$

- výsledný součinitel dynamické bezpečnosti ve vytipovaném místě:

$$k_{vi} = \frac{k_{\sigma i} \cdot k_{\tau i}}{\sqrt{k_{\sigma i}^2 + k_{\tau i}^2}} \quad [-] \quad (2.47)$$

- součinitel výsledné dynamické bezpečnosti by se měl pohybovat podle [3] následovně:

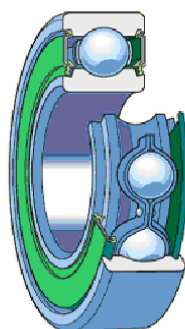
- mezi (1,3...1,5) je-li přesný výpočet a známe-li hodnoty mech. vlastností materiálu

- mezi (1,8...2,5) při menší výstižnosti výpočtu a menší homogenitě materiálu.

V tomto případě u všech průřezů vychází větší výsledný součinitel dynamické bezpečnosti, tzn. hřídel vyhovuje dynamické kontrole.

2.5 Výpočet trvanlivosti ložisek

- z konstrukčního řešení uložení hřídele je známo radiální a axiální zatížení ložiska a otáčky ložiska. Bylo zvoleno ložisko SKF Explorer 6211-2Z podle katalogu SKF [13]. Významné tabulkové hodnoty tohoto ložiska jsou uvedeny v tabulce 2.4.



Obr. 2.7 – Kuličkové ložisko s kontaktním těsněním společnosti SKF [13]

Tab. 2.4 – Významné hodnoty ložiska 6211-2Z

Označení	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C_0	Mezní únavové zatížení P_u	Výpočtový součinitel k_r	Výpočtový součinitel f_0
	$[N]$	$[N]$	$[N]$	$[-]$	$[-]$
6211-2Z	46 200	29 000	1 250	0,025	14

- výsledná radiální reakce v podpoře A: $R_{vRA} = R_{Ay} = 14882,7 \text{ N}$

- výsledná radiální reakce v podpoře B: $R_{vRB} = R_{By} = 15317,3 \text{ N}$

- základní trvanlivost při 90% spolehlivosti:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad [\text{mil. otáček}] \quad (2.48)$$

- vzhledem k tomu, že zatížení je čistě radiální tak ekvivalentní dynamické zatížení je $P = F_r$. A jelikož ložiska v podporách A i B jsou stejná, bude pro další výpočty brána radiální síla v podpoře B, tzn. $P = F_r = R_{vRB}$

- základní trvanlivost při 90% spolehlivosti v provozních hodinách:

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad [\text{provozních hodin}] \quad (2.49)$$

- trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti:

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad [\text{mil. otáček}] \quad (2.50)$$

- trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti v provozních hodinách:

$$L_{10mh} = L_{10m} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad [\text{provozních hodin}] \quad (2.51)$$

- $a_1 = 1$...podle [13], katalogu výrobce ložisek SKF, str. 53
- $a_{SKF} = 1,2$...podle [13], katalogu výrobce ložisek SKF, str. 54
(zahrnuje vliv maziva, konstrukce ložiska a čistoty oleje)
- $C = 46\,200\,N$...podle [13], katalogu výrobce ložisek SKF, str. 338
- $P = 15\,317,3\,N$

- základní trvanlivost při 90% spolehlivosti

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{46\,200}{15\,317,3} \right)^3 = 27,4 \text{ mil. otáček} \quad (2.52)$$

- základní trvanlivost při 90% spolehlivosti v provozních hodinách:

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = 27,4 \cdot \frac{10^6}{33,3 \cdot 60} = 13\,713,7 \text{ provozních hodin} \quad (2.53)$$

- trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti:

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 1,2 \cdot 27,4 = 32,9 \text{ mil. otáček} \quad (2.54)$$

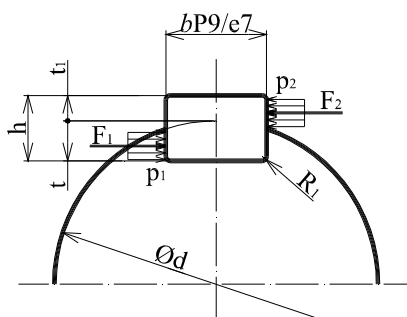
- trvanlivost podle SKF při 90% spolehlivosti v provozních hodinách:

$$L_{10mh} = L_{10m} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = 32,9 \cdot \frac{10^6}{33,3 \cdot 60} = 16\,466,5 \text{ provozních hodin} \quad (2.55)$$

Orientační hodnota trvanlivosti pro stroje s vysokou provozní spolehlivostí pro krátkodobý či přerušovaný provoz podle SKF je (8 000...12 000), tzn. zvolená ložiska vyhovují.

2.6 Výpočet spojení hřídele s nábojem pomocí těsného pera

- postup při návrhu a výpočtu spojení hřídele s nábojem pomocí těsného pera je následující: podle průměru hřídele d je potřeba zvolit dle ČSN 02 2652 normalizovaný průřez pera $b \times h$ a určit hloubku drážky v náboji t_1 a v hřídeli t . Poté vypočítat potřebnou délku pera l z pevnostní kontroly spoje, kdy spoj je namáhán na otlacení bočních ploch pera a drážek náboje a hřídele.



Obr. 2.8 – Zobrazení namáhání spoje

- tlaky p_1 a p_2 jsou rovnoměrně rozloženy na kontaktních plochách a platí, že $p_2 > p_1$. Z kontroly tlaku p_2 se určí délka pera, která pak bude zaokrouhlena na nejbližší vyšší délku podle normalizovaných délek per uvedených v ČSN 02 2652. Nakonec se provede kontrola tlaku p_1 , kde velikost dovoleného tlaku je $p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$

- kontrola tlaku p_2 :

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_{DOV} \quad \Rightarrow \quad l' \geq \frac{F_2}{p_{DOV} \cdot t_1} \quad [\text{mm}] \quad (2.56)$$

dosadí-li se za

$$F_2 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{2 \cdot M_K}{d + t_1}$$

- potřebná délka pera:

$$l = l' + b \quad [\text{mm}] \quad (2.57)$$

- kontrola tlaku p_1 :

$$p_1 = \frac{F_1}{l \cdot t} \leq p_{DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (2.58)$$

dosadí-li se za

$$F_1 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{2 \cdot M_K}{d - t}$$

Pero uložené pod pojezdovým kolem:

- $d = 65 \text{ mm}$
- $b = 18 \text{ mm}$
- $t = 6,8 \text{ mm}$
- $t_1 = 4,2 \text{ mm}$

...rozměry b, t a t_1 podle ČSN 02 2652 z [6]

- určení délky pera z kontroly tlaku p_2 :

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_K}{d + t_1} = \frac{2 \cdot 313300}{65 + 4,2} = 9055 \text{ N} \quad (2.59)$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_{DOV} \cdot t_1} = \frac{9055}{120 \cdot 4,2} = 18 \text{ mm} \quad (2.60)$$

$$l = l' + b = 18 + 18 = 36 \text{ mm} \quad (2.61)$$

- délka pera vychází 36 mm , což je i normalizovaná délka podle ČSN 02 2652. Ovšem pro průřez pera 18×11 je nejmenší možná délka 50 mm , což bylo zvoleno.

- kontrola tlaku p_1 :

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_K}{d - t} = \frac{2 \cdot 313300}{65 - 6,8} = 10766 \text{ N} \quad (2.62)$$

$$p_1 = \frac{F_1}{l \cdot t} = \frac{10766}{50 \cdot 6,8} = 32 \text{ MPa} \quad (2.63)$$

$$p_1 \leq p_{DOV} \quad (2.64)$$

$$32 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad \dots \text{vyhovuje}$$

Obdobně byla provedena kontrola pera na konci hřídele - uvedeno pouze zkratkovitě.

Pero uložené na konci hřídele:

- $d = 45 \text{ mm}$
- $b = 14 \text{ mm}$
- $t = 5,5 \text{ mm}$
- $t_1 = 3,5 \text{ mm}$

...rozměry b, t a t_1 podle ČSN 02 2652 z [6]

$$F_2 = 12920 \text{ N}$$

$$F_1 = 15863 \text{ N}$$

$$p_1 = 64 \text{ MPa}$$

$$l' \geq 30,8 \text{ mm}$$

$$l = 44,8 \text{ mm} \Rightarrow \text{bylo zvoleno } l = 45 \text{ mm}$$

$$p_1 \leq p_{DOV} \quad (2.65)$$

$$64 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad \dots \text{vyhovuje}$$

3. Závěr

Výsledkem této práce je kompaktní jednotka, tedy pojezdové kolo kočky jeřábu s ložisky a hřídelem, kterou lze jako celek vyměnit ať už v případě poruchy či v rámci údržby. Kompaktní jednotka je navržena tak, že po demontáži z kočky jeřábu ji lze na dílně rozebrat a podle potřeb vyměnit vadnou součást.

Při montáži na nosnou ocelovou konstrukci kočky jeřábu či demontáži, kde kompaktní jednotka a ocelový rám jsou spojeny pomocí šroubů, je potřeba kočku nazvednout nad pojezdovou dráhu a poté montáž či demontáž provést.

Trvanlivost pojezdového kola vychází 9 266 provozních hodin a trvanlivost ložisek 16 466,5 provozních hodin. Ovšem při výpočtu trvanlivosti se počítá s maximálním zatížením kola. Jeřáb nepřeváží stále maximální břemeno, tzn. pojíždí s menším břemenem nebo bez břemena, a proto bude skutečná trvanlivost pojezdového kola větší. To samé platí i pro ložiska. Zatížení ložisek roste s váhou břemene. Bude-li menší zatížení ložisek, vyjde životnost ložisek větší.

Kompaktní jednotka je skladná a snadno rozebíratelná a celková hmotnost jednotky nepřesahuje 30 kg.

V závěru práce bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Milanu Výtiskovi za věcné připomínky, návrhy i rady během řešení této bakalářské práce.

4. Seznam použitých pramenů

- [1] REMTA, František, KUPKA, Ladislav. *Jeřáby : I. díl*. František Trla; Karel Skála. 1. vyd. Praha : SNTL, 1956. 620 s.
- [2] REMTA, František, KUPKA, Ladislav. *Jeřáby : II. díl*. František Trla; Karel Skála. 1. vyd. Praha : SNTL, 1958. 392 s.
- [3] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II : Hřídele, tribologie, ložiska*. 1. vyd. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1983. 214 s.
- [4] KŘÍŽ, Rudolf, VÁVRA, Pavel. *Strojírenská příručka : 5. svazek*. Vávra. 1. vyd. Praha : SCIENTIA, 1994. 243 s. ISBN 80-85827-59-X
- [5] BALCAR, Otakar. *Technický průvodce : Jeřáby*. Balcar. opravné 2. vyd. Praha : Česká matice technická, 1944. 736 s.
- [6] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vyd. Úvaly : ALBRA, 2003. 869 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [7] KŘÍŽ, Rudolf, TRČKA, Josef. *Tabulka materiálů pro strojírenství I. : kovové materiály - železné kovy*. 1. vyd. Ostrava : MONTANEX, 1999. 350 s. ISBN 80-85780-92-5.
- [8] MORAVEC Vladimír, HAVLÍK Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. dotisk 1 vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9
- [9] *K-Technik s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2009-03-10]. Dostupný z WWW: <www.k-technik.cz>
- [10] *ČEVAS group s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2009-03-13]. Dostupný z WWW: <www.cevas.cz>
- [11] *SIEMENS s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2009-03-22]. Dostupný z WWW: <www.elektromotory-siemens.cz>
- [12] *PSP Pohony a.s.* [online]. 2009 [cit. 2009-03-22]. Dostupný z WWW: <www.pohony.cz>
- [13] *SKF a.s.* [online]. 2009 [cit. 2009-04-04]. Dostupný z WWW: <www.skf.com>
- [14] *DEMAG CRANES & COMPONENTS s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2009-04-10]. Dostupný z WWW: <www.demagcranes.com>
- [15] *STAHL CRANESYSTEM s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2009-04-10]. Dostupný z WWW: <www.stahlcranes.com>